

Docket No.: 62807-144

PATENT

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re Application of

Takao KUWABARA

Serial No.: 10/677,479

Filed: October 03, 2003



: Customer Number: 20277

: Confirmation Number: 4604

: Group Art Unit: 3746

: Examiner:

For: TURBINE APPARATUS AND GOVERNOR FOR TURBINE

TRANSMITTAL OF CERTIFIED PRIORITY DOCUMENT(S)

Mail Stop
Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Sir:

At the time the above application was filed, priority was claimed based on the following application:

Japanese Patent Application No. 2002-291809, filed October 4, 2002

A copy of each priority application listed above is enclosed.

Respectfully submitted,

MCDERMOTT, WILL & EMERY

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Keith E. George".

Keith E. George
Registration No. 34,111

600 13th Street, N.W.
Washington, DC 20005-3096
(202) 756-8000 KEG:prg
Facsimile: (202) 756-8087
Date: February 17, 2004

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

62807-144
KUWABARA
Oct. 3, 2003
10/677,479

McDermott, Will & Emery

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 2 年 1 0 月 4 日
Date of Application:

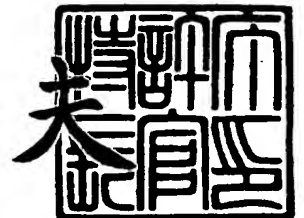
出 願 番 号 特 願 2 0 0 2 - 2 9 1 8 0 9
Application Number:
[ST. 10/C] : [J P 2 0 0 2 - 2 9 1 8 0 9]

出 願 人 株式会社日立製作所
Applicant(s):

2 0 0 3 年 1 0 月 1 6 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康





【書類名】 特許願

【整理番号】 1102015831

【あて先】 特許庁長官 殿

【国際特許分類】 F03B 13/00

【発明の名称】 ポンプ水車及びポンプ水車用ガバナ

【請求項の数】 14

【発明者】

 【住所又は居所】 茨城県日立市幸町三丁目 1 番 1 号
 株式会社 日立製作所 火力・水力事業部内

 【氏名】 桑原 尚夫

【特許出願人】

 【識別番号】 000005108

 【氏名又は名称】 株式会社 日立製作所

【代理人】

 【識別番号】 100075096

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 作田 康夫

 【電話番号】 03-3212-1111

【手数料の表示】

 【予納台帳番号】 013088

 【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

 【物件名】 明細書 1

 【物件名】 図面 1

 【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 ポンプ水車及びポンプ水車用ガバナ

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ランナーと、前記ランナーの回転トルクを発電電動機に伝える主軸と、前記ランナーを通過する水量を調整する水量調整手段と、前記水量調整手段を制御し前記ランナーの回転速度を制御するガバナを備え、前記ランナーの回転方向を切り換えることによって揚水及び発電の両モードで運転可能にしたポンプ水車において、

前記ガバナは、所定の落差以下における発電モード起動時に、前記ランナーの回転速度を系統周波数に同期させる同期制御段階で、前記回転速度の制御系における微分演算要素の影響度が他の演算要素の影響度に比べて支配的になる制御モードを有するポンプ水車。

【請求項 2】

請求項 1 において、

前記制御モードにおける微分演算要素の相対的影響度が、通常運転時に比べて格段に強められているポンプ水車。

【請求項 3】

請求項 1 において、

前記制御モードにおける微分演算要素の相対的影響度が、前記同期制御の前の段階に比べて格段に強められているポンプ水車。

【請求項 4】

請求項 1 において、

前記同期制御段階は、前記ランナーの回転速度が定格値付近まで上昇し系統周波数への同期制御が行われる段階であり、前記回転速度の制御系における微分演算要素の影響度が他の演算要素の影響度に比べて支配的になる制御モードは、IEC International Standard 61362 (Guide to Specification of Hydraulic Turbine Control Systems) First Editionによるガバナの積分演算ゲイン K_i をそれ以前の段階に比べて大幅に低く設定し、他方、前記 IEC Standard によるガバ

ナの微分演算ゲイン $K_d = K_p T_v$ をそれ以前に比べて同じかそれ以上に保持することにより、前記微分演算要素の影響度を他の演算要素である積分演算要素の影響度に比べて支配的にしたものであるポンプ水車。

【請求項 5】

ランナーと、前記ランナーの回転トルクを発電電動機に伝える主軸と、前記ランナーを通過する水量を調整する水量調整手段と、前記水量調整手段を制御し前記ランナーの回転速度を制御するガバナを備え、前記ランナーの回転方向を切り換えることによって揚水及び発電の両モードで運転可能にしたポンプ水車において、

前記ガバナは、S字特性の影響で $(\partial Q_1 / \partial N_1)$ の勾配が直立に近い $(\partial Q_1 / \partial N_1) > 0$ となる逆勾配領域における発電モード起動時（但し、 Q_1 は単位落差当たりの流量、 N_1 は単位落差当たりの回転数）、前記ランナーの回転速度を系統周波数に同期させる同期制御段階で、前記回転速度の制御系における微分演算要素の影響度が他の演算要素の影響度に比べて支配的になるように関係するゲインを切り換える制御モードを有するポンプ水車。

【請求項 6】

請求項 1 において、

前記制御モードは、前記回転速度が定格値付近まで上昇する前と後で、前記ガバナの比例演算部または積分演算部またはその両方の演算部の伝達関数を切換可能にし、前記回転速度が定格値付近まで上昇した後回転速度を系統周波数に同期させる同期制御が終了するまでは、前記微分演算要素の影響度を他の演算要素の影響度に比べて支配的になるように前記比例演算部または積分演算部またはその両方の演算部の伝達関数を切り換えるようにしたものであるポンプ水車。

【請求項 7】

請求項 1 において、

前記回転速度を系統周波数に同期させ、前記発電電動機を電力系統に並列させた後、前記ガバナは、速やかに前記水量調整手段を開くように制御し、運転点を S 字特性から遠ざけるように制御するポンプ水車。

【請求項 8】

請求項 1 において、

前記回転速度を系統周波数に同期させ、前記発電電動機を電力系統に並列させた後、前記制御モードの設定を解除し、前記ガバナの比例演算部または積分演算部またはその両方の演算部の伝達関数を所定の有負荷運転用設定に切り換えるようにしたポンプ水車。

【請求項 9】

請求項 1 において、

前記制御モードは、前記回転速度が定格値付近まで上昇する前は、IEC International Standard 61362 (Guide to Specification of Hydraulic Turbine Control Systems) First Edition によるガバナの比例ゲイン $K_p > 0.6$ とし、その後回転速度を系統周波数に同期させる同期制御が終わるまでは $K_p < 0.5$ とする一方、前記 IEC 規格による微分ゲイン $K_d = (K_p * T_v) > 5$ とする制御モードであるポンプ水車。

【請求項 10】

ランナーと、前記ランナーの回転トルクを発電電動機に伝える主軸と、前記ランナーを通過する水量を調整するガイドベーンと、前記ガイドベーンを制御し前記ランナーの回転速度を制御するガバナを備え、前記ランナーの回転方向を切り換えることによって揚水及び発電の両モードで運転可能にしたポンプ水車において、

前記ガバナは、S 字特性の影響で $(\partial Q_1 / \partial N_1)$ の勾配が直立に近い $(\partial Q_1 / \partial N_1) > 0$ となる逆勾配領域における発電モード起動時（但し、 Q_1 は単位落差当たりの流量、 N_1 は単位落差当たりの回転数）、前記ランナーの回転速度を系統周波数に同期させる同期制御段階で、回転速度波形の上に凸に対してガイドベーン応答波形の上に凸が現れるタイミングが、または回転速度波形の下に凸に対してガイドベーン応答波形の下に凸が現れるタイミングが位相差で 120 度以下の遅れとなるように調整するようにしたポンプ水車（但し、前記ガイドベーン応答波形の開動作から閉動作への移行を上凸、閉動作から開動作への移行を下凸と呼び、回転速度波形の上昇から下降への移行を上凸、下降から上昇への移行を下凸と呼ぶものとする）。

【請求項 11】

ランナーと、前記ランナーの回転トルクを発電電動機に伝える主軸と、前記ランナーを通過する水量を調整する水量調整手段と、前記水量調整手段を制御し前記ランナーの回転速度を制御するガバナを備え、前記ランナーの回転方向を切り換えることによって揚水及び発電の両モードで運転可能にしたポンプ水車において、

前記ガバナは、発電モード起動時、前記ランナーの回転速度を系統周波数に同期させる同期制御段階で、運転点 N_1 が $(\partial Q_1 / \partial N_1) > 0$ または $(\partial T_1 / \partial N_1) > 0$ となる S 字特性の逆勾配領域に入る場合（但し、 Q_1 は単位落差当たりの流量、 N_1 は単位落差当たりの回転数、 T_1 は単位落差当たりのトルク）、前記回転速度の制御系における微分演算要素の影響度が他の演算要素の影響度に比べて支配的になる制御モードを有するポンプ水車。

【請求項 12】

請求項 11 において、

前記制御モードは、前記ガバナの設定値を IEC International Standard 61362 (Guide to Specification of Hydraulic Turbine Control Systems) First Edition による比例ゲイン $K_p < 0.5$ とした上で、微分ゲイン $K_d = (K_p * T_v) > 5$ とすることにより実行するポンプ水車。

【請求項 13】

ランナーと、前記ランナーの回転トルクを発電電動機に伝える主軸と、前記ランナーを通過する水量を調整する水量調整手段と、前記水量調整手段を制御し前記ランナーの回転速度を制御するガバナを備え、前記ランナーの回転方向を切り換えることによって揚水及び発電の両モードで運転可能にしたポンプ水車において、

前記ガバナは、S 字特性の影響で $(\partial Q_1 / \partial N_1)$ の勾配が直立に近い場合 $(\partial Q / \partial N_1) > 0$ となる逆勾配領域における発電モード起動時（但し、 Q_1 は単位落差当たりの流量、 N_1 は単位落差当たりの回転数）、前記ランナーの回転速度を系統周波数に同期させる同期制御段階で、回転速度変動波形に対応する回転速度安定化のための前記水量調整手段制御は殆どガバナの微分演算部に担わ

せ、その他の演算部にはそれより格段に長い周期のゆっくりした制御を担わせるか無視できる程度の分担に留めるようにした制御モードを有するポンプ水車。

【請求項 1 4】

ランナーと、前記ランナーの回転トルクを発電電動機に伝える主軸と、前記ランナーを通過する水量を調整する水量調整手段を備え、前記ランナーの回転方向を切り換えることによって揚水及び発電の両モードで運転可能にしたポンプ水車の前記水量調整手段を制御し前記ランナーの回転速度を制御するポンプ水車用ガバナにおいて、

前記ガバナは、所定の落差以下における発電モード起動時に、前記ランナーの回転速度を系統周波数に同期させる同期制御段階で、前記回転速度の制御系における微分演算要素の影響度が他の演算要素の影響度に比べて支配的になる制御モードを有するポンプ水車用ガバナ。

【発明の詳細な説明】

【0 0 0 1】

【発明の属する技術分野】

本発明は、同一のランナーを使って、回転方向を変えて、ポンプ、水車両方の運転を可能にしたポンプ水車に関する。

【0 0 0 2】

【従来の技術】

一般的に、同一のランナーを使って回転方向を切り換えでポンプ運転と水車運転を行うポンプ水車のランナーは、ポンプ運転時に所定の揚程を得るために、十分な遠心ポンプ作用が発揮されるように設計される。しかしながら、この設計が、ポンプ水車の水車運転には悪影響を与える。いわゆる S 字特性と呼ばれる特性が大なり小なり現れ、これを完全に回避するのは難しいと考えられている。特に、水車運転の起動時における同期制御段階では、発電機を電力系統へスムーズに並列させるために、S 字特性の影響を受けないような運転点で水車運転が起動されるようになっている。

【0 0 0 3】

なお、本発明は、S 字特性の影響を受ける運転点でのポンプ水車の水車運転の

起動に関するものであるが、従来は、上述のように、S字特性の影響を受けないような運転点で起動を行うものしかなく、S字特性の影響を受ける運転点で水車運転起動を行うポンプ水車に関する先行技術は見当たらない。

【 0 0 0 4 】

S字特性を考慮したポンプ水車の水車運転の起動に関するものとして、本発明者が提案した特願 2 0 0 1 - 1 0 6 6 1 3 号「ポンプ水車」がある。

【 0 0 0 5 】

【特許文献 1】

特願 2 0 0 1 - 1 0 6 6 1 3 号

【 0 0 0 6 】

【発明が解決しようとする課題】

ポンプ水車のポンプの性能を高くしようとすると、S字特性の影響が大きくなり、発電機を電力系統にスムーズに並列できる水車運転起動の際の運転点は高落差側に移行し、ポンプ水車を起動できる落差が制限されることになる。しかしながら、ポンプ水車の性能を高くしてもS字特性の影響で運転点が制限されないようにすることが望まれ、また、運転の自由度を考慮すると、ポンプ水車をより低落差側で安定して起動できることが望まれる。

【 0 0 0 7 】

本発明の目的は、ポンプ水車の水車起動時、低落差でもS字特性の影響を受けずに、ポンプ水車の回転数を系統周波数に同期させ、発電機を電力系統にスムーズに並列できるポンプ水車を提供することにある。

【 0 0 0 8 】

また、本発明の他の目的は、S字特性による水車運転側の同期不能問題、並列不能問題を解決することにより、ポンプ運転性能をより高めることを可能にしたポンプ水車を提供することにある。

【 0 0 0 9 】

【課題を解決するための手段】

前記目的を達成するために、本発明は、所定の落差以下における発電モード起動時に、ランナーの回転速度を系統周波数に同期させる同期制御段階で、回転速

度の制御系における微分演算要素の影響度が他の演算要素の影響度に比べて支配的になる制御モードをガバナに具備させたものである。

【 0 0 1 0 】

また、本発明は、S字特性の影響を受ける領域における発電モード起動時、ランナーの回転速度を系統周波数に同期させる同期制御段階で、回転速度の制御系における微分演算要素の影響度が他の演算要素の影響度に比べて支配的になる制御モードをガバナに具備させたものである。

【 0 0 1 1 】

さらに、具体的には、前記目的は、特許請求の範囲に記載された構成によって達成される。

【 0 0 1 2 】

【発明の実施の形態】

本発明の実施例を詳細に説明する前に、従来における問題も含めて、ポンプ水車の運転特性について説明する。

【 0 0 1 3 】

ポンプ水車の流量特性は、一般に、案内羽根開度をパラメータにして単位落差当り回転数 ($N_1 = N / \sqrt{H}$) と単位落差当り流量 ($Q_1 = Q / \sqrt{H}$) との関係を示す一群の特性曲線で表す。他方、ポンプ水車のトルク特性は、案内羽根開度をパラメータにして単位落差当り回転数 ($N_1 = N / \sqrt{H}$) と単位落差当りトルク ($T_1 = T / H$) との関係を示す一群の特性曲線で表す。なお、これら2種類の特性曲線を総称して完全特性と呼ぶ。

【 0 0 1 4 】

なお、上記流量特性曲線は、水車運転領域において、 N_1 の値の増加に伴って Q_1 の値が減少する第1の部分と、 N_1 の値の減少に伴って Q_1 の値が減少する第2の部分とを有する。ところで、前記第1の部分の中にも、 N_1 の値の増加に伴って Q_1 の値が比較的ゆるやかに減少する部分（これを第1の部分の緩変部分と呼ぶ）と、 N_1 の値の増加に伴って Q_1 の値が比較的急激に減少する部分（これを第1の部分の急変部分と呼ぶ）がある。本明細書においては、説明の便宜上、前記第2の部分と、前記第1の部分の急変部分をまとめてS字特性部分と称す

る。S字特性部分における水車運転にあつては、単位落差当りトルク (T_1) もまた単位落差当り流量 Q_1 と同様に、単位落差当り回転数 (N_1) の増加に伴い、減少する第1の部分と、 N_1 の減少に伴い減少する第2の部分がある。

【0015】

ポンプ水車の発電モードの通常運転は、上記第1の部分の緩変部分において行われる。しかしながら、同じ有効落差の下でも、すなわち、同じ N_1 の下でも水車出力が小さくなればなるほど、すなわち、ガイドベーン開度が小さくなればなるほど、そのガイドベーン開度におけるS字特性は通常運転が行われる N_1 範囲に近づいてくる。ポンプ水車を起動する時、特に回転速度が定格速度近辺まで上昇し電力系統との同期化制御が行われる時点ではガイドベーン開度は無負荷開度になるので当然ながら通常運転では最小のガイドベーン開度になる時であり、S字特性部分が通常運転の N_1 範囲に最も接近する時である。有効落差が最低の場合には、 H が最小になるため N_1 が最大になり、運転点の方からもS字特性への接近が進むので条件はより厳しくなる。この結果、回転速度が定格値近くまで上昇し電力系統周波数への同期制御が行われる段階では、運転点がS字特性部分に入り込み上記第1の部分の急変部分に位置することも少なくない。まして、落差変動幅が非常に広く基準有効落差に対する最低有効落差の比が非常に小さい場合の最低有効落差では条件は一層厳しくなる。そして、場合によっては、回転速度が定格回転付近まで上昇した段階で、運転点がS字特性の上記第2の部分に落ち込む可能性もある。落差変動幅がそれほど広くない場合でも、水車起動時には、流量をゼロから少なくとも無負荷相当流量まで増加させる必要があり水撃の影響は避けられず、過渡的には運転点がS字特性に深く入り込む可能性もある。

【0016】

水車運転領域においてS字特性を有するポンプ水車の特性を、図1 (A) および図1 (B) に示す。図1 (A) においては、ポンプ水車の特性が、案内羽根開度をパラメータにとり、単位落差当りの回転数 (N_1) と単位落差当りの流量 (Q_1) との関係として示されている。他方、図1 (B) においては、ポンプ水車の特性が、同じパラメータにより、単位落差当りの回転数 (N_1) と単位落差当りのトルク (T_1) との関係として示されている。上記において、符号 N , Q

， H および T は、それぞれ、ポンプ水車の回転数，流量，有効落差およびトルクを示す。

【 0 0 1 7 】

特性曲線 1 および $1'$ は、所定の比較的大きな案内羽根開度の下で得られる。特性曲線 2 および $2'$ は、それよりも小さな案内羽根開度の下で得られる。特性曲線 3 および $3'$ は更にそれよりも小さい案内羽根開度の下で得られる。

【 0 0 1 8 】

特性曲線 1 の第 2 の部分、すなわち $a - d - h$ 部分においては、 Q_1 の値は、 N_1 の減少に伴い減少する。同様に、曲線部分 $b - e - i$ は、特性曲線 2 の第 2 の部分で、 N_1 の減少に伴い Q_1 が減少する部分である。さらに、曲線部分 $c - f - j$ は、特性曲線 3 の第 2 の部分で、同様に、 N_1 の減少に伴い Q_1 が減少する部分である。一見して明らかなように、特性曲線 1 の第 2 の部分 $a - d - h$ は、特性曲線 2 の第 2 の部分 $b - e - i$ より長く、特性曲線 2 の第 2 の部分 $b - e - i$ は、特性曲線 3 の第 2 の部分 $c - f - j$ よりも長い。このことは、案内羽根開度が小さくなると S 字特性部分の Q_1 軸方向の長さが短くなることを意味する。

【 0 0 1 9 】

図 1 (A) におけると同様に、図 1 (B) においても、曲線部分 $a' - d' - h'$ ， $b' - e' - i'$ および $c' - f' - j'$ は、それぞれ特性曲線 $1'$ ， $2'$ および $3'$ の第 2 の部分である。

【 0 0 2 0 】

図 1 (B) は、図 1 (A) と密接な関係がある。例えば、図 1 (A) の曲線 3 上の $Q_1 = Q_{1x}$ ， $N_1 = N_{1x}$ を満たす点 x は、図 1 (B) の曲線 $3'$ 上の点 x' に対応している。点 x' は、 $T_1 = T_{1x'}$ ， $N_1 = N_{1x'} (= N_{1x})$ を満たす点である。同様に、図 1 (A) における点 a ， b ， c ， d ， e ， f ， h ， i および j はそれぞれ図 1 (B) における点 a' ， b' ， c' ， d' ， e' ， f' ， h' ， i' および j' に対応している。

【 0 0 2 1 】

曲線 NR は、無負荷流量曲線である。曲線 1 ， 2 ， 3 と曲線 NR との交点 α ，

β , γ は、それぞれ、曲線 $1'$, $2'$, $3'$ と T_1 軸 ($T_1 = 0$) との交点 α' , β' , γ' に対応している。

【0022】

発電モードで起動する時を考えると、発電機負荷 $\equiv 0$ の下で、回転速度をゼロから定格の N_0 まで上げる必要があるが、このことは、上述の N_1-T_1 特性上で考えれば、運転点を、停止中の原点 ($N_1 = 0$, $T_1 = 0$) から、 T_1 軸上を $N_1 = N_0/\sqrt{H}$ まで左側に移動させることに他ならない。例えば、 N が N_0 まで上昇した時点で、 T_1 軸とその時の H の下で求まる $N_1 = N_0/\sqrt{H}$ の線の交点が α 点と β 点の間に来る場合には、案内羽根開度を 1 と 2 の中間まで開く必要がある。他方、上述の水車起動を N_1-Q_1 特性上で観察すると、運転点は起点 ($N_1 = 0$, $Q_1 = 0$) から NR 線上の α 点と β 点の中間点まで移動することになる。すなわち、 Q_1 は 0 から α 点の Q_1 と β 点の Q_1 の中間値まで増大させ、流量 Q も相当量まで増やす必要がある。

【0023】

ところで、水車に直結される発電機が同期発電機の場合には、電力系統に並列するための回転速度、すなわち、定格回転速度 N_0 は変らないが、 N_1 は落差次第で大きくなったり、小さくなったりする。すなわち、最低落差の場合には、最大 N_1 の下で、回転速度を電力系統周波数に同期させる必要があり、この場合には、運転点が、もはや、流量特性曲線の第 1 の部分の緩変部分に留まることは難しく、第 1 の部分の急変部分に位置するようになることがある。

【0024】

また、同一のランナーを使って回転方向を切り換えでポンプ運転と水車運転を行うポンプ水車の場合には、ポンプ運転時に十分な遠心ポンプ作用が発揮できるようにランナー形状は偏平にせざるをえない。このために水車運転においては S 字特性すなわち遠心力による逆流特性が N_1 の低い側へ移動してきて通常の運転範囲に近づくことになる。すなわち、ポンプ水車では一般的に、ポンプ性能を高めようとする、水車運転側で S 字特性の通常運転の N_1 範囲への接近が進み、結果的に発電モード起動時の回転速度制御問題が浮上するという関係にある。

【0025】

このため場合によっては、回転速度が定格値付近まで上昇しても、それから、動揺を繰り返し、発電機をスムーズに電力系統に並列できないという問題が発生する。特に、電力系統への並列を前にした同期制御段階で運転点がS字特性の第2の部分になる場合には、従来技術では回転速度制御は不能となり、並列できないことになる。並列できなければ、その落差では発電プラントとして使えないので、その損害は甚大である。

【0026】

図2は同期制御段階で運転点がS字特性の第2の部分に入るケースにおいて、典型的な従来技術を使って発電モード起動を行う場合の解析例を示す。その内、(A)はガイドベーン開度 Y 、水車流量 Q 、回転速度 N および水車出力 P_t の時間応答グラフを示し、(B)は、ガイドベーン開度 Y 、水車流量 Q 、有効落差 H の時間応答グラフを示し、(C)は起動開始からガバナによる同期制御段階までの N_1-Q_1 平面上の運転点軌跡を示し、(D)はガバナのPID各演算部の出力信号 Z_p 、 Z_i 、 Z_d と回転速度 N の時間応答を対比して示すグラフである。なお、図12はガバナの構成を示す図で、G10は目標回転速度設定部、G11は N と目標回転速度設定部からの目標回転速度信号 N_0 の差を与える比較部、G01は符号変換部、G02は比例演算部、G03は積分演算部、G04は微分演算部、G05は加算部、G06は油圧増幅部、G07はガイドベーンサーボモーター開度をガイドベーン開度に変換するリンク機構部を示す。また、G09はG08のガイドベーン開度制限装置から与えられるガイドベーンの開度上限制限 Y_u とPID演算部の総和信号 ΣZ を比較して低い方を出力するLVG (Low Value Gate) である。なお、ガイドベーン開度制限装置がガバナ演算部出力を制限している時は、I演算要素の出力がガイドベーン開度制限装置の設定値を超えて暴走しないように関連した制限が与えられるようにしている。また起動開始前に目標回転速度 N_0 は定格回転速度付近に、ガイドベーン開度制限の設定値 Y_u は水車の起動に必要なトルクを出すに十分な大きさでありかつ過大な回転速度のオーバーシュートを起こさない程度の開度（以下起動開度と呼ぶ）に各々設定している。図2(A)について説明すれば、起動開始前にはゼロであったガイドベーン開度制限装置の設定を上げ始めるとガイドベーンはこれに追従して次第に開いてい

き水車流量も増加し始める。やがて、水車の発生トルクが静摩擦トルクに打ち勝ち回転速度の上昇が始まる。回転速度が目標回転速度近辺になるとガバナ制御が始まるが、回転速度は全く安定せず上昇下降を繰り返し、ガイドベーンは開閉を繰り返し、水車出力は増減を繰り返す。この状態では同期、並列はとても不可能である。当然ながら図 2 (B) のようにこの時流量も増減を繰り返し、これに伴って、水撃圧も変動を繰り返す。この理由は、図 2 (C) から明らかなように回転速度が定格値に近づいた段階でポンプ水車の運転点が S 字特性の第 2 部分に突入し、その後は S 字特性を Q_1 の上下方向に行ったり来たりし始めるためである。発明者の最新の研究によれば、この現象は詳しく解明されつつある。詳細は後で説明する。なお、図 2 (D) はこの時のガバナの比例演算部の出力 Z_p , 積分演算部の出力 Z_i , 微分演算部の出力 Z_d の応答を回転速度 N の動きと対比させて示すものである。

【0027】

本発明の上記のような分析に基づいてなされたもので、水車起動時の、特に同期制御段階での運転点が S 字特性の第 2 部分に入るような厳しい条件下でもガバナによる回転速度制御を可能にし、同期、並列が可能な落差範囲を低落差側に大幅に拡大しようとするものであり、また、この S 字特性による水車運転側の同期不能問題、並列不能問題を解決することにより、ポンプ運転性能をより高めることを可能にしようとするものである。

【0028】

次に、発明者自身の最新の研究から得られた本発明の理論的背景を先に説明する。回転速度ガバナが制御する対象はポンプ水車および発電機であるが、制御対象は近似的に次のように模擬できる。なお、水車上下流水路は剛体として扱う剛性理論に基づいている。まず、基礎式として下記を考える。

【0029】

【数1】

$$Q = Q_0 + \Delta Q = Q_0 + \frac{\partial Q}{\partial Y} \Delta Y + \frac{\partial Q}{\partial N} \Delta N + \frac{\partial Q}{\partial H} \Delta H \quad \dots (数1)$$

【 0 0 3 0 】

【数 2】

$$\Psi = \Psi_0 + \Delta \Psi = \Psi_0 + \frac{\partial \Psi}{\partial Y} \Delta Y + \frac{\partial \Psi}{\partial N} \Delta N + \frac{\partial \Psi}{\partial H} \Delta H \quad \dots (数2)$$

【 0 0 3 1 】

【数 3】

$$\Delta H = - \frac{L}{Ag} \frac{dQ}{dt} \quad \dots (数3)$$

【 0 0 3 2 】

【数 4】

$$P_t = P_{t0} + \Delta P_t = 9.8 \Psi Q H \quad \dots (数4)$$

【 0 0 3 3 】

【数 5】

$$\frac{dN}{dt} = \frac{60^2 \times 4 \times 102 g \Delta P_t}{4 \pi^2 N_0 G D^2} = \frac{365000 \Delta P_t}{N_0 G D^2} \quad \dots (数5)$$

【 0 0 3 4 】

なお、 Q は水車流量(m^3/s)、 Q_0 は水車流量の初期値、 Y はガイドベーン開度(pu)、 Y_0 はガイドベーン開度の初期値、 N は回転速度(rpm)、 N_0 は回転速度の初期値、 H は有効落差(m)、 H_0 は有効落差の初期値、 Ψ は水車効率(pu)、 Ψ_0 は水車効率の初期値、 L は水車上下流水路の全長(m)、 A は水車上下流水路の平均断面積(m^2)、 g は重力の加速度(m/s^2)、 t は時間(s)、 P_t は水車出力(KW)、 P_{t0} は水車出力の初期値を示し、回転二次モーメント($kgf \cdot m^2$): $I = (GD^2/4g)$ の関係にある。

【 0 0 3 5 】

ここで、各変数を下記のように定格出力相当のガイドベーン開度 Y_r , 定格回転速度 N_r , 基準落差 H_r , 定格流量 Q_r , 定格出力 P_{tr} , 定格出力および基準落差時の効率 Ψ_r で無次元化する。

【0036】

$$y = \Delta Y / Y_r, \quad n = \Delta N / N_r, \quad h = \Delta H / H_r, \quad q = \Delta Q / Q_r, \quad p_t = \Delta P_t / P_{tr}, \quad \eta = \Delta \Psi / \Psi_r$$

しかも $\eta_0 = \Psi_0 / \Psi_r$, $q_0 = Q_0 / Q_r$, $p_{t0} = P_{t0} / P_{tr}$, $h_0 = H_0 / H_r$, $y_0 = Y_0 / Y_r$, $n_0 = N_0 / N_r$ と置くと、初期条件近傍の微小変化を想定すれば、制御対象は図3また図4のように線形模擬できる。なお、 y は制御対象にとっては入力である案内羽根開度 (p.u.)、 p_t は水車出力 (p.u.)、 n は制御対象にとっては出力となる回転速度 (p.u.) である。また、 T_m は水車および発電機の慣性効果の時定数(sec) で $(N_r N_0 G D^2) / (365000 P_{tr})$ に相当し、 T_w は水車の上下流水路の時定数(sec) で $(L Q_r) / (A H_r g)$ に相当する。 S はラプラス演算子で、係数 C_{ph} , C_{py} , C_{pn} , C_{qq} , C_{qy} , C_{qn} はそれぞれ下記のように定義される。

【0037】

【数6】

$$C_{ph} = \eta_0 q_0 + \frac{\partial Q}{\partial H} \frac{H_0}{Q_r} \eta_0 + \frac{\partial \Psi}{\partial H} \frac{H_0}{\Psi_r} q_0 \quad \dots (数6)$$

【0038】

【数7】

$$C_{py} = \left(\frac{\partial Q}{\partial Y} \frac{\eta_0}{Q_r} + \frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{q_0}{\Psi_r} \right) h_0 Y_r \quad \dots (数7)$$

【0039】

【数 8】

$$C_{pn} = \left(\frac{\partial Q}{\partial N} \frac{\eta_0}{Q_r} + \frac{\partial \Psi}{\partial N} \frac{q_0}{\Psi_r} \right) h_0 N_r \quad \dots (\text{数}8)$$

【0 0 4 0】

【数 9】

$$C_{qn} = \frac{\frac{Q_r}{\frac{\partial Q}{\partial H}} H_r}{\frac{\partial Q}{\partial H} H_r} \quad \dots (\text{数}9)$$

【0 0 4 1】

【数 10】

$$C_{qn} = \frac{\frac{\frac{\partial Q}{\partial Y} Y_r}{\frac{\partial Q}{\partial H} H_r}}{\frac{\partial Q}{\partial H} H_r} \quad \dots (\text{数}10)$$

【0 0 4 2】

【数 11】

$$C_{qn} = \frac{\frac{\frac{\partial Q}{\partial N} N_r}{\frac{\partial Q}{\partial H} H_r}}{\frac{\partial Q}{\partial H} H_r} \quad \dots (\text{数}11)$$

【0 0 4 3】

なお、運転点が S 字特性の第 2 部分にある時には、 $(\partial Q_1 / \partial N_1) > 0$ で $(\partial T_1 / \partial N_1) > 0$ となるので、通常運転領域では正となる C_{qq} が負となり、点線で囲んだ $h \rightarrow q \rightarrow h$ の閉ループ回路が正帰還回路になり、通常運転領域では負となる C_{pn} が正となり、点線で囲んだ $p_t \rightarrow n \rightarrow p_t$ の閉ループ回路が正帰還回

路になる。さらに、通常運転領域では正となる水車出力 p_t の定常項ゲイン C_{py} が負となり、ガイドベーン y を開くと水車出力 p_t の定常項が逆に減少することになり、従来技術によるガバナでは安定な回転速度制御はおよそ不可能となる。図 5 は上記のように線形化した制御対象のモデルと線形化した典型的な P I D 形ガバナのモデル（点線で囲った部分）を組み合わせた回転速度制御系全体のブロック線図である。なお、G 0 1 は符号変換部、G 0 2 は比例演算部、G 0 3 は積分演算部、G 0 4 は微分演算部、G 0 5 は加算部、G 0 6 は油圧増幅部、G 0 7 はガイドベーンサーボモーター開度をガイドベーン開度に変換するリンク機構部を示す。また、 K_p は比例ゲイン、 K_i は積分ゲイン、 K_d は微分ゲイン、 T_y は油圧増幅部の時定数、 $K_{GV} = y / y_{SV}$ をそれぞれ示す。ここで、ガバナの設定値は、従来技術によれば通常運転用と同じかそれに近い例えば、 $K_p = 2.3$, $K_i = 0.2$, $K_d = 2$ のように設定していた。本発明者の最新研究によれば、水車出力 p_t の定常項ゲイン $C_{py} > 0$ となる通常運転に適するようにガバナ側も定常項である K_i が比較的大きくなっていたと解釈できる。このためガバナは回転速度 n が上昇すれば、ガイドベーン開度 y を閉じて水車出力を下げようとするが、運転点が S 字特性の第 2 部分にある場合には、肝心の $C_{py} < 0$ となり、実際には逆作用になってしまう。それに加えて、前述のように 2 ヶ所に正帰還回路が現れ、正にお手上げ状況と言える。図 2 はこの時の回転速度制御の状況をより詳しく観察するために図 3 , 図 4 , 図 5 の線形化簡略モデルよりはるかに精度の高い解析モデルで解析した結果である。すなわち、水車上下流の水路は剛性理論ではなく弾性理論で模擬し、水車特性は、実際の水車の特性 ($N_1 - Q_1$ 特性および $N_1 - T_1$ 特性) を使い、各種非線形要素もできるだけ非線形のまま忠実に模擬した場合の解析結果で、ほぼ実物の挙動を表していると考えてよい。なお、この場合、図 3 , 図 4 , 図 5 の簡略化モデルで解析しても、回転速度制御系が不安定になることには変わりはない。

【 0 0 4 4 】

さて、上記の理論的背景を踏まえて本発明の作用を以下説明する。最初に本発明の基本思想を説明する。すなわち、図 4 において $C_{py} < 0$ であるためこれによる回転速度制御は諦め、代わりに通常は負になる水車出力 p_t の非定常項のゲイ

ン $-C_{qy}C_{qh}$ が正になる ($\because C_{qy} > 0$ で $C_{ph} < 0$) ことに着目して $y \rightarrow -h \rightarrow p_t \rightarrow n \rightarrow$ ガバナ $\rightarrow y$ より成るループで回転速度制御を行うと言う逆転の発想である。発明者の最新の研究によれば、ガバナの比例ゲイン K_p や積分ゲイン K_i を通常より小さくし、他方、微分ゲイン K_d を通常より大きくして、ガバナ演算部の出力信号 Σz に占める微分演算部の出力 z_d の割合を通常より格段に上げることによってこれが実現できる可能性がある。ガバナの伝達関数を微分演算強調形にする理由は、通常なら有害な水車出力 p_t の非定常項、すなわち、水撃作用を効果的に引き出すためである。より具体的に説明すれば、今仮に n がS字特性の第2の部分による逆特性で低下方向に暴走しようとしたら、ガイドベーン y を開けて流量を低下させこの水撃で h を下げ、これによって p_t を上げて n の低下暴走を防ぎ、擬似安定状態を得ようとするものである。 y の変化幅は僅かでも変化勾配次第で(水車出力 p_t の非定常項の変化幅) $>$ (水車出力 p_t の定常項の変化幅)になるからである。

【0045】

運転点がS字特性の第2の部分に入るようなケースは基準落差付近では考えられない。また、同じ発電モードの起動時でも回転速度が低い発電起動モードの前半では考えられない。なぜならば、 $N_1 = N/\sqrt{H}$ が異常に高くなることはないからである。結局、起こりうるとしたら最低落差付近で回転速度が定格値付近まで上昇した段階である。従って、前記微分演算強調制御モードもこの段階になって採用すればよい。すなわち、前記微分演算強調制御モードは通常は必要がなく、逆に、有害になる公算が大きいので、必要に応じて投入できる形で備えておくのがよい。

【0046】

発電モードの起動時の前半で、回転速度が低い段階からガバナを微分演算強調形設定にする必要はない。回転速度が低い段階では運転点はS字特性の外かS字特性の第1の部分の緩変化部分にあって、 $(\partial Q_1/\partial N_1) > 0$ またはそれに近い直立勾配にはなっていないからで、上述の理論からも明らかである。この段階で微分演算強調形設定にすれば、起動に要する時間が異常に長くなるばかりか逆に有害となる公算が大きい。すなわち、回転速度が充分上がるまでは通常設定と

し、それから微分演算強調設定に切り換えればよい。

【 0 0 4 7 】

ところで、ガバナに関する最新の国際規格 IEC International Standard 61362 (Guide to Specification of Hydraulic Turbine Control Systems) First Edition によると P I D 形ガバナは図 6 のように定義されている。ここで G 1 1 は加算部、G 1 2 は比例演算部、G 1 3 は微分演算部、G 1 4 は微分演算部、G 1 5 は加算部、G 1 6 は定常的には y が x の一次方程式で与えられるようにするための復元回路で速度調定率装置と呼ぶ。なお、前記 I E C 規格の x は図 5 の n に相当する。なお、 b_p は速度調定率で一般的にガバナの過渡現象を左右するほど大きくないので、図 1 0 5 ではこれを無視している。なお、図 6 のガバナの K_p は図 5 のガバナの K_p と同じであるが、図 5 のガバナの K_i は図 6 のガバナの $K_i = K_p / T_i$ に相当し、図 5 のガバナの K_d は図 6 のガバナの $K_d = K_p T_v$ に相当する。また、図 6 の T_{ld} は充分小さいので図 5 ではこれを無視している。他方、図 6 では図 5 の油圧増幅部の時定数 T_y を無視している。かくして、発電モード起動時には回転速度が定格値付近まで上昇した段階で積分演算ゲイン K_i をそれ以前に比べて大幅に下げ、他方、微分演算ゲイン $K_d = K_p T_v$ をそれ以前に比べて同じかそれ以上に保持すれば、ガバナの演算部がタイムリーに微分演算強調設定になる。

【 0 0 4 8 】

発電モード起動時には、回転速度が定格値付近まで上昇した段階で積分演算ゲイン K_i だけ下げるのではなく、比例ゲイン K_p も同時に下げれば、より効果的な微分演算強調設定にできる。

【 0 0 4 9 】

当該機を電力系統に同期、並列させた後は、すみやかにガイドベーンを開き、運転点を S 字特性から遠ざけるべきである。ここで、「すみやかにガイドベーンを開く」とは、「S 字特性による実害を伴う電力の負側への落ち込みが生じない程度に早めにガイドベーンを所定の開度以上に開ける」ことを意味する。即ち、例えば同期並列後 2 ～ 3 秒以上躊躇すれば条件にもよるが、この間に電力はゼロから負電力側へ落ち込む可能性が高いので、早くガイドベーン開動作を開始する

だけではなく、開速度も通常レートとしても高めの速度で S 字特性の影響が及ばない範囲に早く退避することが必要である。従って、回転速度を系統周波数に同期させ、発電電動機を電力系統に並列させた後は、速やかに、即ち、S 字特性による実害を伴う電力の負側への落ち込みが生じない程度に早めにガイドベーンを所定の開度以上に開けるように制御することが望ましい。さもないと、並列直後に運転点が急に動き電力系統に外乱を与える可能性がある。特に発電モードでありながら急に揚水を始め、+出力どころか逆に-出力を送り出す可能性がある。ガイドベーン開度が小さい内は並列時点の運転点 N_1 において Q_1 が 3 価になる場合でもガイドベーン開度を上げていけばやがては 2 価になり、さらに上げれば 1 価になり運転点は確実に S 字特性の外に出るので、そこまで早く回避するべきである (図 1 参照)。

【0050】

なお、上記の最新の IEC ガバナ規格によると、比例ゲイン K_p の調整範囲は $0.6 \sim 10$ であるが、上述の微分演算強調設定では 0.6 より格段に低い K_p の設定が必要となるはずである。他方、同 IEC 規格によれば、微分ゲイン T_v の調整範囲は $0 \sim 2$ であるので、例え K_p を上記本発明の考案者の研究結果に反して調整範囲下限の 0.6 に留めたとしても微分ゲイン $K_d = K_p T_v$ の調整範囲は $0 \sim 1.2$ にしかない。しかし、実際の微分演算強調設定では $K_d = K_p T_v$ は少なくとも 5 以上にする必要があると考えられる。

【0051】

前記微分演算強調設定では、50 秒以下の比較的短い周期の N の変動波に対しては、ほとんど微分演算要素だけで対応するようになり、この間積分演算要素はほとんど一定値を保持するかガイドベーン開度応答波形の中間値に相当するゆっくりした応答だけを分担することになる。微分演算要素は入力のある N の波形に対して位相差で 90 度進みの応答波形を出力するのに対して、積分演算要素は 90 度遅れの応答波形を出力するため、もし、積分演算要素のゲインが充分小さくなく、上述の比較的短い周期の応答にも積分演算要素までが参画してくるとなると、積分演算要素の出力が折角の微分演算要素の出力を減衰させることになるからである。かくして上述の微分演算強調設定にすれば、ガバナの演算部出力はほと

んどーN信号に対して90度進みの波形を出力することになり、N信号からは90度遅れの波形を出力することになる。油圧増幅部で若干の位相遅れは避けられないとすれば、最終的なガイドベーンの応答波形はN波形に対して90度より若干大きい遅れの波形になる。しかし、前述の理論から明らかなようにNが低下中にタイムリーにガイドベーンを開けて水撃圧によって有効落差を下げることで結果的に水車出力を上げてタイムリーにNを回復させる必要があるので、最終的なガイドベーンの応答波形がN波形に対して180度近くまで遅れることは許されない。やはり、120度遅れ程度に留める必要がある。

【0052】

以下本発明の実施例を図面を用いて説明する。図13は本発明の一実施例のガバナを備えたポンプ水車のブロック図である。

【0053】

1は水車の回転速度Nを検出する速度検出部、 X_n は前記速度検出部からの速度検出信号、2は回転速度の基準値を設定する速度調整部、 X_0 は速度調整部2からの設定値を示す。3は速度調整部設定値 X_0 と前記速度検出信号 X_n の差、すなわち、速度偏差信号 $X_0 - X_n$ と速度調定率設定部からの復元信号 X_σ を突き合わせる加算器である。この結果得られる制御偏差信号 X_ϵ が回転速度制御手段の主たる演算部を構成するPID演算回路に入力される。

【0054】

発電モード起動の前半、すなわち、停止から回転速度が第1の指令値まで上昇するまでの間は、比較的高いゲインに設定した比例演算要素(P要素)4aを使い、回転速度が第1の指令値を超えれば、微分演算強調形設定にするため比較的低いゲインに設定した比例演算要素(P要素)4bを使う。このゲイン切換を行うのが接点19a, 19bで、これらは一種の速度リレーの接点である。当然ながら、前者の比例演算要素のゲイン $K_{pa} \gg$ 後者の比例演算要素のゲイン K_{pb} となっている。ゲイン K_{pa} は例えば2.3でゲイン K_{pb} は例えば0.1である。同様に、停止から回転速度が第1の指令値まで上昇するまでの間に使用する積分演算要素(I要素)5aと回転速度が第1の指令値を超えたことを条件に使用する積分演算要素(I要素)5bの切換も接点19a, 19bで行われる。なお、前者の

積分ゲイン K_{ia} ≧ 後者の積分ゲイン K_{ib} である。ゲイン K_{ia} は例えば 0.2 で K_{ib} は例えば 0.02 である。なお、接点 19a, 19b は同時にスイング動作して下側接点を開き上側接点を閉じる。接点 19a, 19b が各 2 個ある理由は比例演算要素, 積分演算要素共に同時に切り換えするためである。

【0055】

なお、微分演算要素 6 (D 要素) のゲイン K_d は回転速度が充分上昇し同期制御が行われる段階で微分演算強調形設定になるように最初から充分大きい値に設定しておく。例えば 12 としておく。かくして、微分演算要素 6 (D 要素) から出力信号 Z_d が出力される。また、接点 19b からは比例演算要素の出力信号 Z_p , 積分演算要素の出力信号 Z_i が出力される。

【0056】

そして、これらの 3 つの出力信号は加算部 7 で加算され、その出力 ΣZ が回転速度制御手段の主演算部が求めるガイドベーン開度指令を示している。23 は Low Value Gate、すなわち、低値選択回路で、2 つの入力 ΣZ と Y_u を比べて小さい方の信号を最終のガイドベーン開度指令 Z として出力する。ところで、22 はガイドベーン開度制限装置または負荷制限装置と呼ばれるもので Y_u は同装置で設定されるガイドベーン開度の上制限値である。すなわち、ガバナの主演算部からいかに大きなガイドベーン開度指令 ΣZ が出されても 22 の LVG の出力は Y_u に制限されたままなので、上述のような名称が付けられている。なお、図示していないが、 $Y_u < \Sigma Z$ となり ΣZ が制限を受ける時には積分演算要素 5a または 5b いずれか一方の使用中の積分演算要素の出力も制限されるように工夫している。

【0057】

他方、実際のガイドベーン開度は信号 Y で示される。

【0058】

加算部 8, リミッター 9, 油圧サーボ機構 10 は、一種の油圧増幅部になっている。かくして、加算部 8, リミッター 9, 油圧サーボモーター 10 はリミッター付一次遅れ要素を構成し、最終のガイドベーン開度指令 Z を増幅して水量制御手段であるガイドベーンを直接操作するに充分なストロークと操作力をもつガイ

ドベーン開度 Y に変換する増幅器である。 $Y_{\epsilon 1}$ は最終のガイドベーン開度指令 Z と実際のガイドベーン開度 Y の偏差を示す。リミッター9の θ_R はガイドベーンの開速度を θ_R/T_y に、 θ_L は閉速度を θ_L/T_y にそれぞれ制限するためのものである。 $Y_{\epsilon 2}$ は偏差信号 $Y_{\epsilon 1}$ を上記開閉速度制限を考慮して制限した信号である。上記の $Y_{\epsilon 1}$ 、 $Y_{\epsilon 2}$ 、リミッター9はブロック線図のイメージで説明したが、具体的な製品イメージでは、 $Y_{\epsilon 1}$ は変位制限が与えられる前の配圧弁プランジャーの変位、 $Y_{\epsilon 2}$ は変位制限を受けた後の配圧弁プランジャーの変位と考えてもよい。

【0059】

なお、加算部11には出力調整部13から所望出力相当のガイドベーン開度設定信号 Y_a が与えられる。なお、 Y_a は発電モード起動の際であれば、無負荷開度相当信号になる。もし実際のガイドベーン開度 $Y < Y_a$ の場合にはその差がゼロになるまでガバナのPID演算部に開信号 $\sigma(Y_a - Y)$ が送り続けられるので、やがては $Y = Y_a$ となりその段階で落ち着く。速度調定率設定部12は上記の係数 σ を設定する部分である。換言すると σ は速度検出信号 X_n の変化に対する案内羽根開度 Y の変化の割合を決めるゲインで、一般には電力系統の中での当該プラントの役割、すなわち、負荷分担の割合を考慮して一度決めたら変更されないものである。また14は水路系を含む水車と発電機を総合した対象機を示す。

【0060】

ここで、速度調整部2、出力調整部13、速度調定率設定部12の作用を図14(A)、(B)により説明する。なお、ここで無負荷時のガイドベーン開度は $0.2(pu)$ と仮定する。図14(A)の右下がりの実線はこのプラントが電力系統に接続される直前の状態を示す。すなわち、定格値 N (同期速度)ラインとこの実線の交点がガイドベーン開度を示すが、丁度無負荷開度 0.2 になっている。なお、水車を起動する前はこの実線はこれより低い位置に設定される。例えば図14(A)の点線の位置に設定される。このように図14(A)の実線より下側でこの実線を上下に平行移動させるのが、速度調整部2である。この実線を上下に平行移動した時無負荷開度 0.2 線上の交点が上下に動くことから速度調整部の名が付いている。他方、このプラントが電力系統に接続された後の動き

について図14 (B) により説明する。この場合は、実線と定格速度との交点は $Y = 1.0$ になっている。すなわち、100%負荷運転中を示す。図14 (A) の並列時の実線位置は図14 (B) では点線の位置になる。このように実線を平行移動させてガイドベーン開度を調整するのが出力調整部13である。出力調整部13は、実線を水平方向に平行移動させるものであるが、無限大電力系統に連繋された状態では、回転速度は事実上 $N = 1.0$ 固定されるので、実線の水平方向移動に伴う $N = 1.0$ 線上の交点は左右に動くことから、この名が付けられている。図14 (B) の実線の設定では、定常時は $N = 1.0$ 、 $Y = 1.0$ で運転されるが、今、仮に電力系統の周波数が3%上昇し $N = 1.03$ になったとすると、 Y は 0.2 になる。電力系統周波数の上昇幅が1.5%であれば、 $Y = 0.6$ に閉め込まれる。このように周波数変化幅とガイドベーン閉め込み幅の間に比例関係を与えているのが、速度調定率設計部12である。速度調定率設計部12のゲインを大きくすれば、図14 (B) の実線の右下がり勾配はよりきつくなり、周波数変化に対するガイドベーン開度応答幅のゲインが下がってくる。

【0061】

なお、図13のポンプ水車14の運転点は起動前には $N_1 = 0$ 、 $Q_1 = 0$ にあるが、極低落差を想定しているので、回転速度が定格回転速度付近まで上昇した段階では、 N_1 がS字特性の $(\partial Q_1 / \partial N_1) > 0$ となる逆勾配領域に入るものとする。なお、この場合制御対象のポンプ水車の管路時定数 $T_w = 2.87$ (s)，回転部慣性の時定数 $T_m = 16.2$ (s) とする。

【0062】

さて、図13の本発明の実施例の起動から同期制御までの挙動を図7～図12に示すコンピュータシミュレーション解析結果を使って以下説明する。なお、この解析は、図2の従来技術解析に相当する本発明の適用例解析で、ガバナの演算部を除いては全く同じ条件の解析である。特に、起動の途中で微分演算強調形設定に移行するようにしている点が違うだけである。

【0063】

図7の(1)は回転速度 N ，ガイドベーン開度 Y ，水車流量 Q ，水車出力 P_t の時間応答グラフである。10秒の時点から Y が開き始め、これに伴って流量も

増えていくが、水車の発生トルク>静摩擦トルクとなる時点（48秒）までNはゼロのまま留まる。58秒時点からガバナが制御を始める。なお、この時のガバナ演算部の設定は、 $K_p = 2.3$, $K_i = 0.2$, $K_d = 1.2$ である。約60秒時点で回転速度が所定値以上になったことを条件にガバナ演算部の K_p が2.3から0.1に切り換わり、 K_i が0.2から0.02に切り換わり、ガバナは微分演算強調形設定に移行する。なお、ガイドベーンはガイドベーン開度制限装置によって与えられる起動開度以上には開かず、ここで頭打ちになる。なお、120秒時点から回転速度を同期速度に導くため回転速度調整部の設定値がゆっくりと下げられる。この図7の（1）の結果は、図2（A）の従来技術の結果と比べれば明白で、回転速度の安定性は格段に向上し、同期制御段階でも全く問題は見当たらない。図7の（2）はガイドベーン開度Y、水車流量Q、有効落差Hの時間応答グラフである。ここでは、ガイドベーンを開いた時流量が減少し、ガイドベーンを閉じた時流量が増加しており、通常と逆で、運転点が正にS字特性の逆勾配領域にあることが解る。さらには、この流量変化に伴う有効落差Hの応答波形がガイドベーンYの波形に対してほぼ逆向きになっていることが判る。図8の（3）はこの水車の起動から同期制御段階までの N_1 - Q_1 平面上の運転点軌跡である。同期制御段階の運転点軌跡も明らかに収束しており、図2（C）の従来技術の場合とは大きく異なっている。図8の（4）は回転速度Nに対するガバナのPID演算部出力 Z_p , Z_i , Z_d の応答グラフである。ガバナを微分演算強調設定にした後、 Z_p はほとんどゼロになり、 Z_i の変化勾配は極めてゆるやかになる。かくしてNの変化に対応するガバナのN安定化制御はほとんど Z_d に任される。なお、N波形の上昇から下降への移行を上凸、下降から上昇への移行を下凸と呼び、 Z_d 波形の上昇から下降への移行を上凸、下降から上昇への移行を下凸とそれぞれ呼べば、N波形の上凸に対して Z_d 波形の上凸が、N波形の下凸に対して Z_d 波形の下凸が約90度の位相遅れで現れることが判る。図9は120秒時点以降の同期制御段階の回転速度N、ガイドベーン開度Y、水車流量Q、有効落差H、水車出力 P_t の各時間応答グラフを示す。この図からNが低下し始めたら、Yが開かれ、Qが低下し、Hが上昇してQの低下による P_t の低下を抑えNを安定させる様子が確認できる。図10は120秒時点以降の同期

制御段階のガバナのPID各演算部の出力の時間応答グラフを示す。ガバナはもはや微分演算強調設定になっているので、 Z_p 、 Z_i の変化勾配は極めてゆるやかで、 Z_p 、 Z_i はもはやN安定化制御には参画しておらず、N安定化制御はほとんど Z_d に任されていることが解る。図11の(7)は120秒以降の N_1-Q_1 平面上の運転点軌跡を示す。回転速度を電力系統周波数に同期させるため N_1 が次第に低下し、運転点が略無負荷流量線に沿って右から左に動いていく。このグラフから明らかなように、同期完了時のガイドベーン開度は Y_b より Y_a に近い。また、ガイドベーン開度 $Y=Y_a$ 、 $Y=Y_b$ の特性グラフから運転点は間違いなくS字特性の逆流特性領域の中を移動していることが解る。図11の(8)は120秒以降の N_1-T_1 平面上の運転点軌跡を示す。運転点は略 $T_1=0$ 線上を右から左へ移動しながら同期制御されている。ガイドベーン開度 $Y=Y_a$ 、 $Y=Y_b$ の特性グラフからこの N_1-T_1 平面上でも運転点はS字特性の逆流特性領域の中を移動していることが解る。

【0064】

【発明の効果】

本発明によれば、ポンプ水車の起動可能範囲を低落差側に大幅に広げることができる。さらには、低落差側に落差変動可能範囲を拡大したことにより、その分上/下ダム面積を小さくし、経済設計できる可能性も出てくる。

【0065】

また、ポンプ水車のポンプ性能と水車性能の両立をより容易にし、ポンプ水車の高性能化を可能にすることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

S字特性を有するポンプ水車の特性図。

【図2】

従来技術を使って発電モード起動を行う場合のポンプ水車の挙動解析例を示す図。

【図3】

制御対象の水車および発電機の線形化模擬モデルを示す図。

【図 4】

制御対象の水車および発電機の線形化模擬モデルを示す図。

【図 5】

制御対象を含めた回転速度制御系の線形化模擬モデルを示す図。

【図 6】

最新の I E C 規格による水車ガバナを示す図。

【図 7】

本発明のポンプ水車の発電モード起動時の挙動解析例を示す図。

【図 8】

本発明のポンプ水車の発電モード起動時の挙動解析例を示す図。

【図 9】

本発明のポンプ水車の発電モード起動時の挙動解析例を示す図。

【図 1 0】

本発明のポンプ水車の発電モード起動時の挙動解析例を示す図。

【図 1 1】

本発明のポンプ水車の発電モード起動時の挙動解析例を示す図。

【図 1 2】

ガバナの構成図。

【図 1 3】

本発明のガバナを備えたポンプ水車のブロック線図。

【図 1 4】

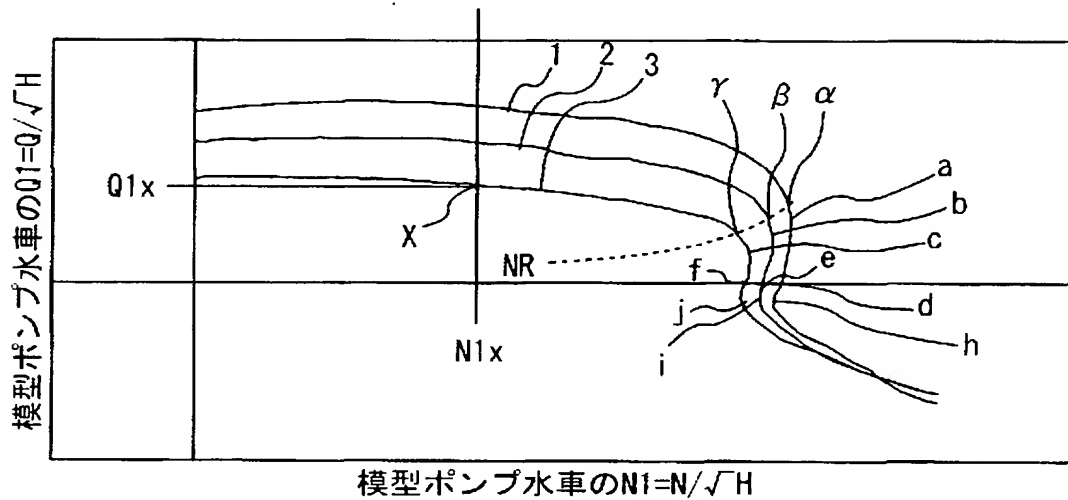
ガバナの速度調整部，出力調整部，速度調定率設定部の作用を説明する図。

【書類名】 図面

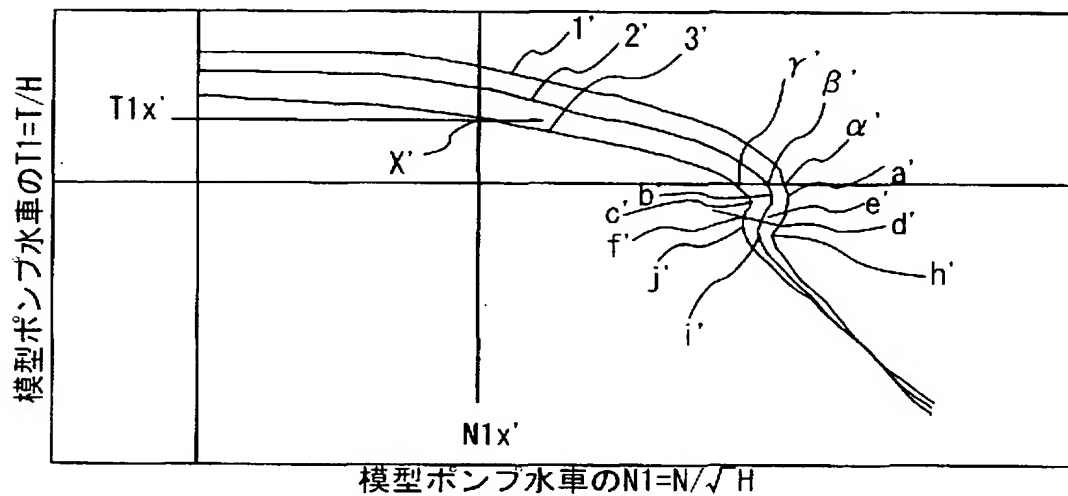
【図 1】

図 1

(A) 模型ポンプ水車のN1対Q1特性

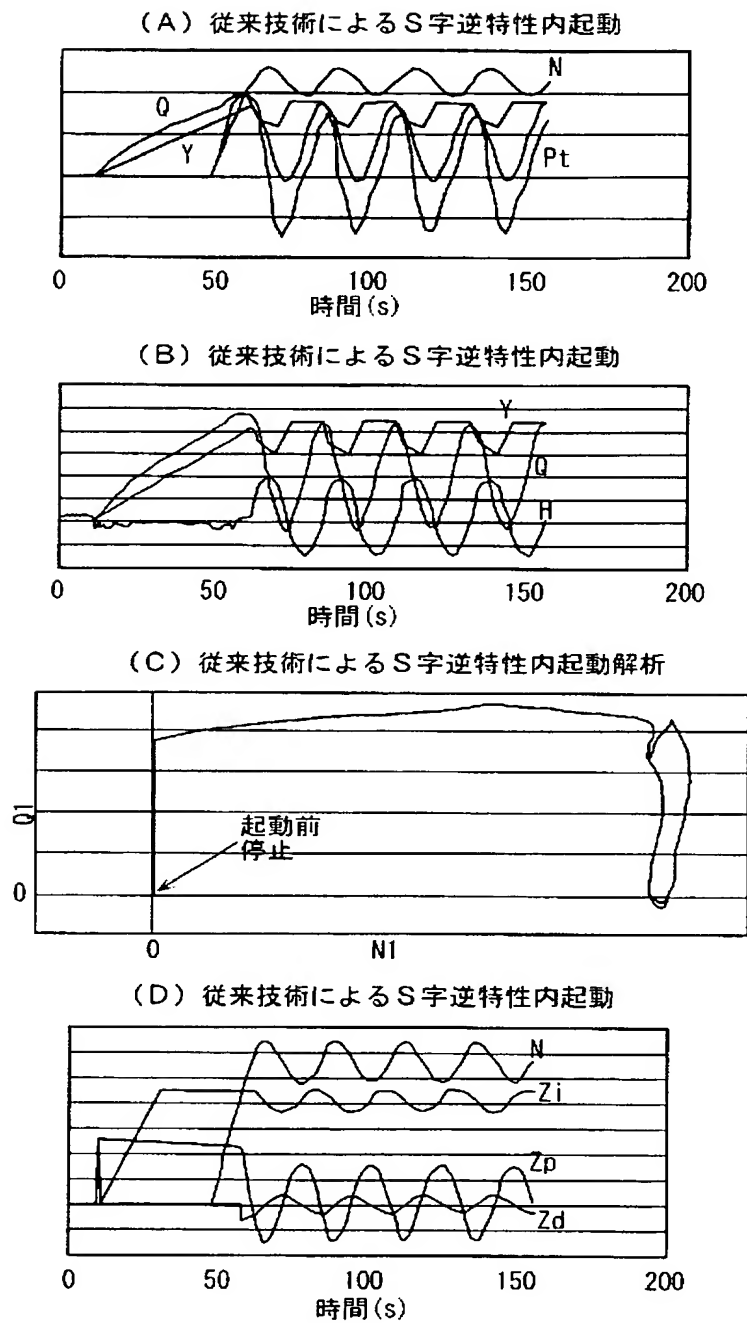


(B) 模型ポンプ水車のN1対T1特性



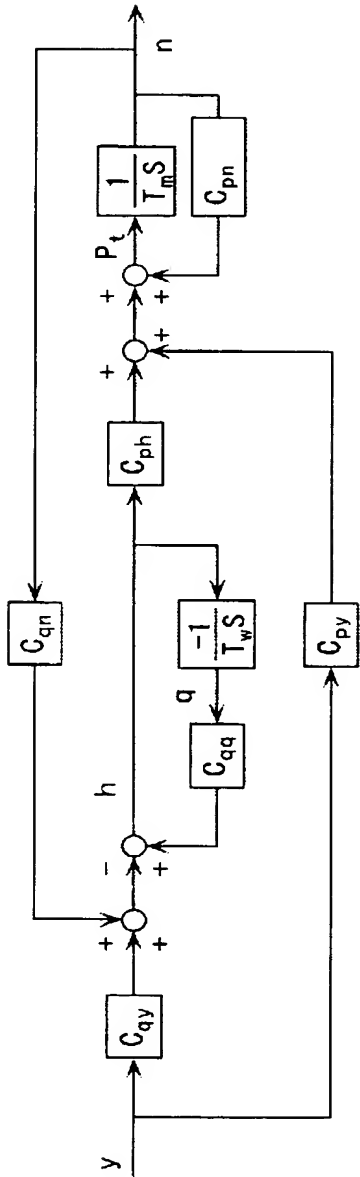
【図 2】

図 2



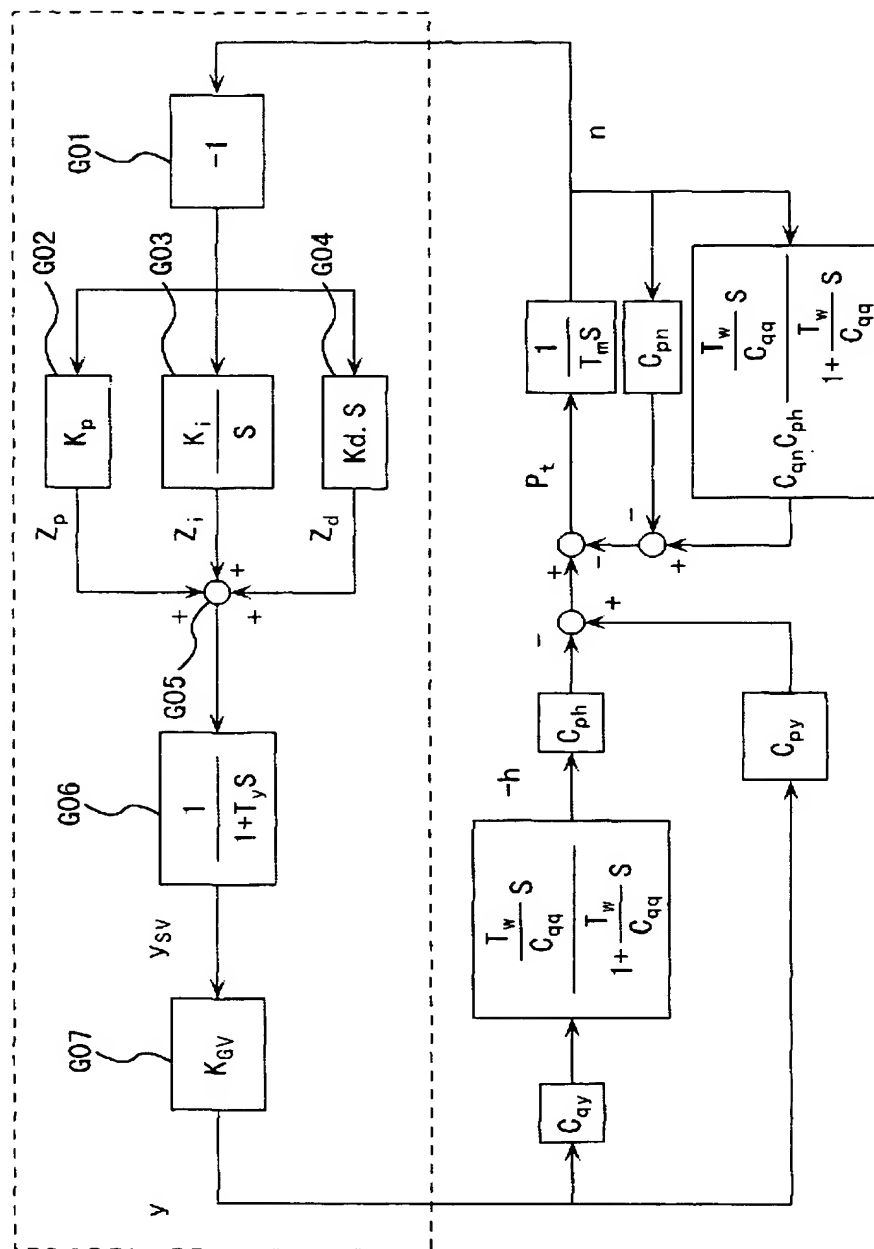
【図 3】

図 3



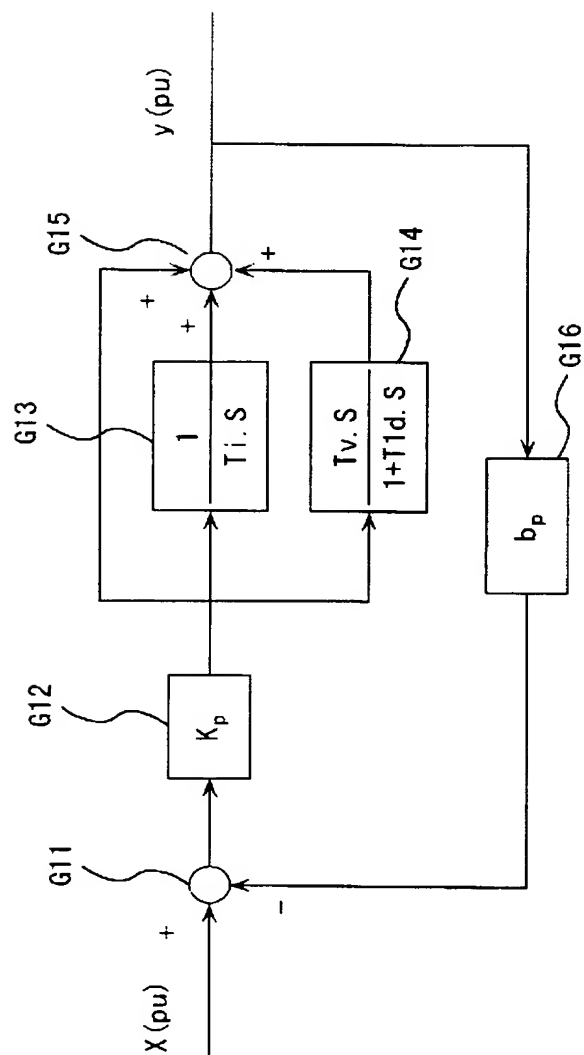
【図 5】

图 5



【図 6】

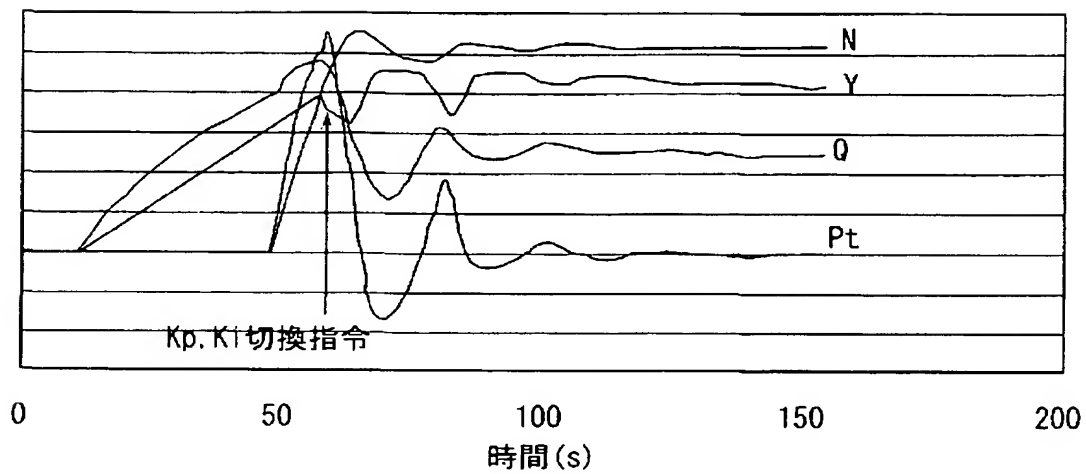
図 6



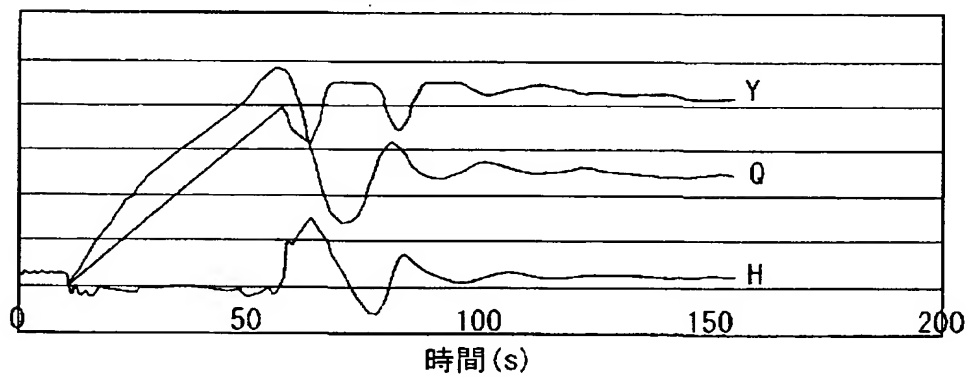
【図 7】

図 7

本発明の実施例解析(1)



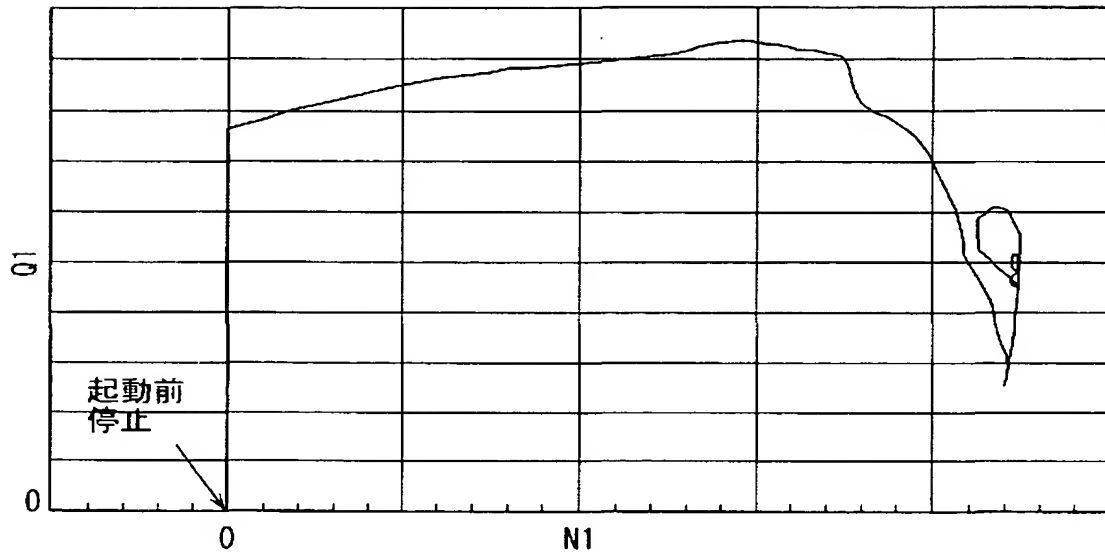
本発明の実施例解析(2)



【図 8】

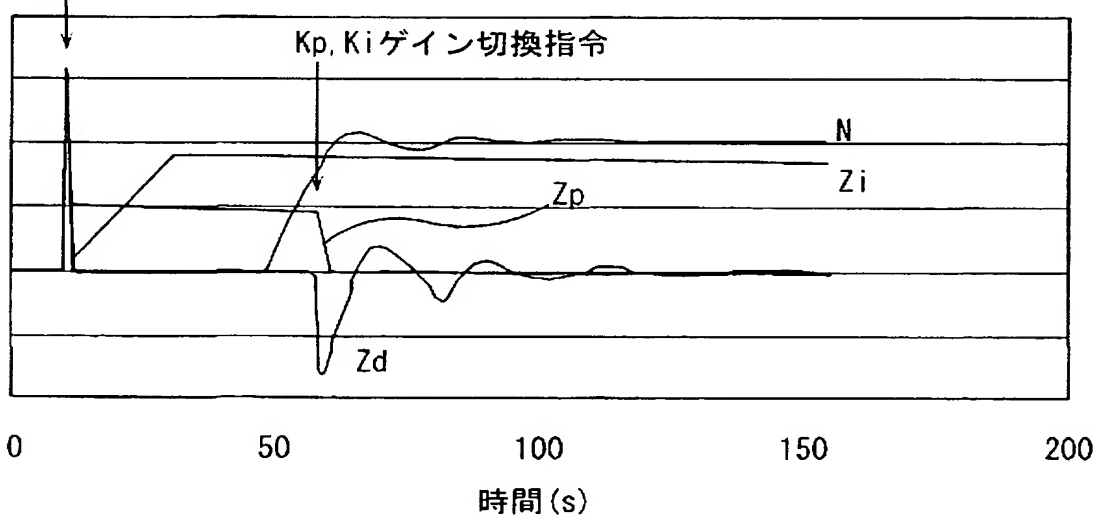
図 8

本発明の実施例解析 (3)



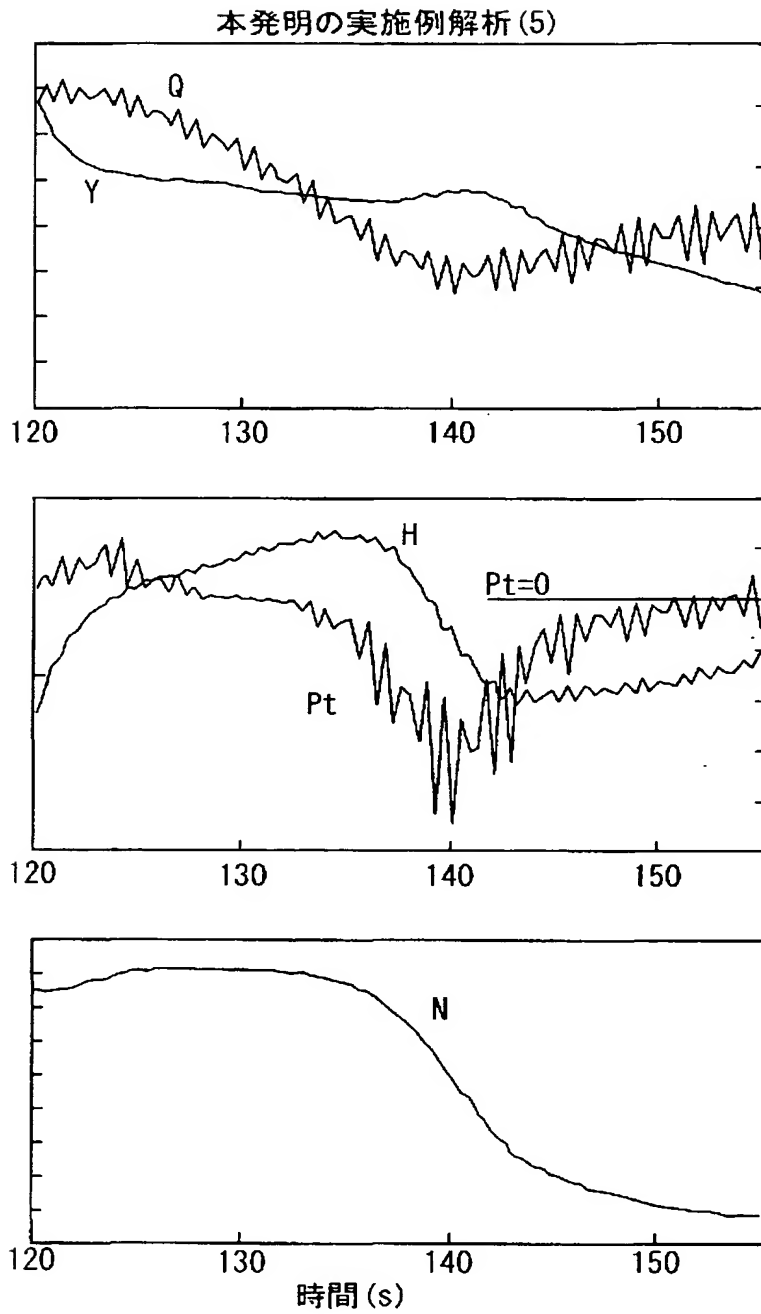
起動指令

本発明の実施例解析 (4)



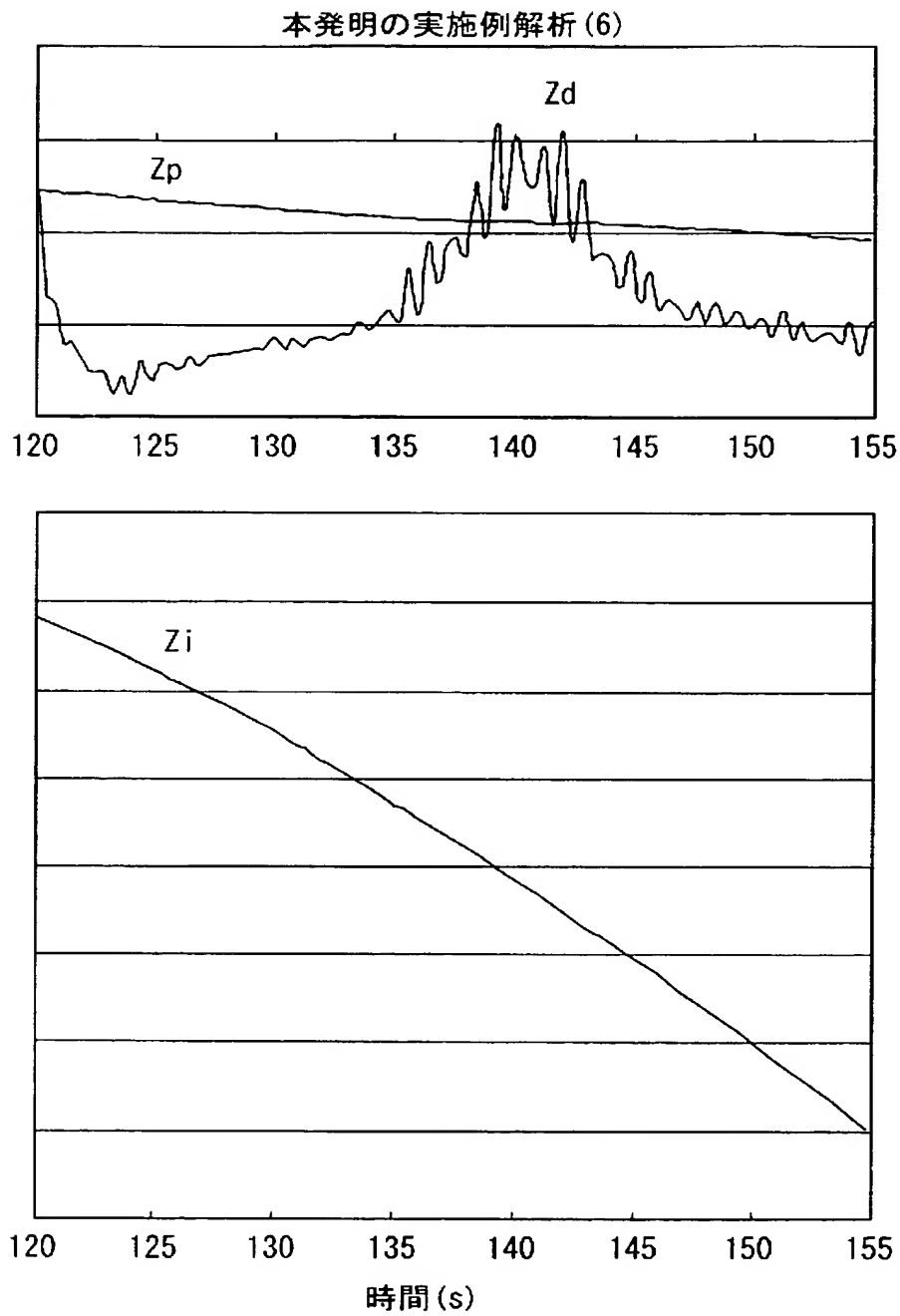
【図 9】

図 9



【図 10】

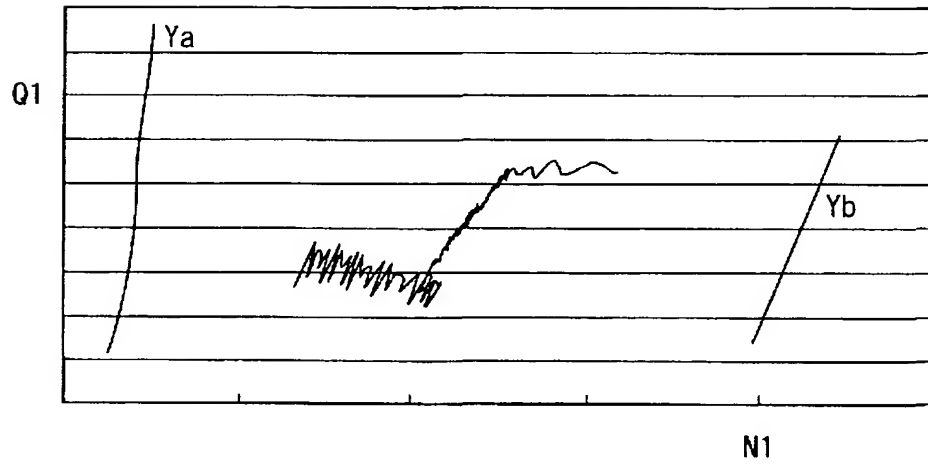
図 10



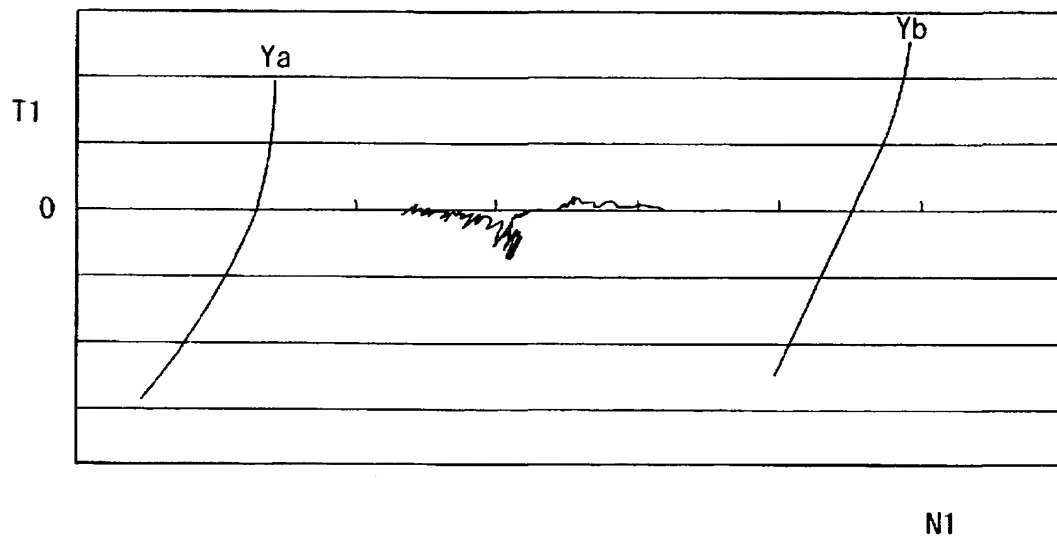
【図 11】

図 11

本発明の実施例解析 (7)

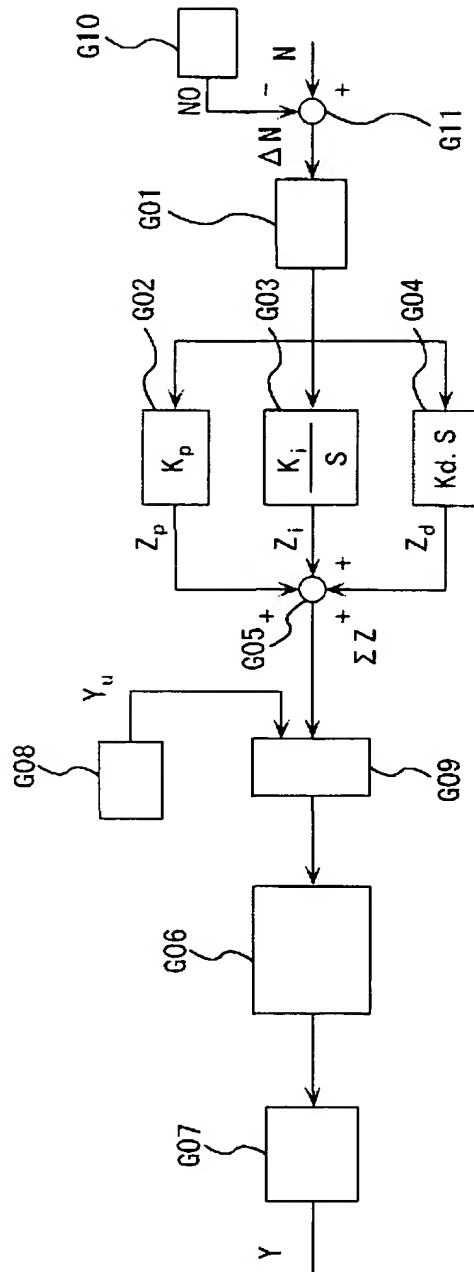


本発明の実施例解析 (8)



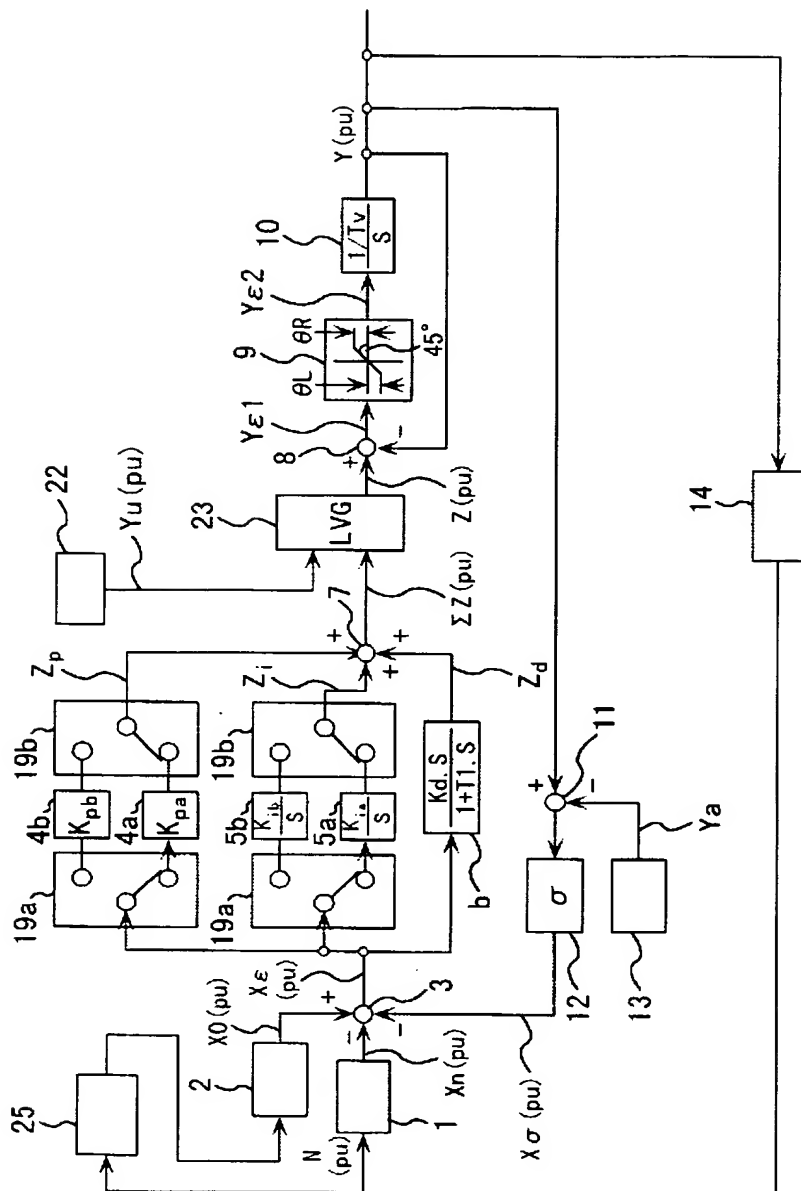
【図 12】

図 12



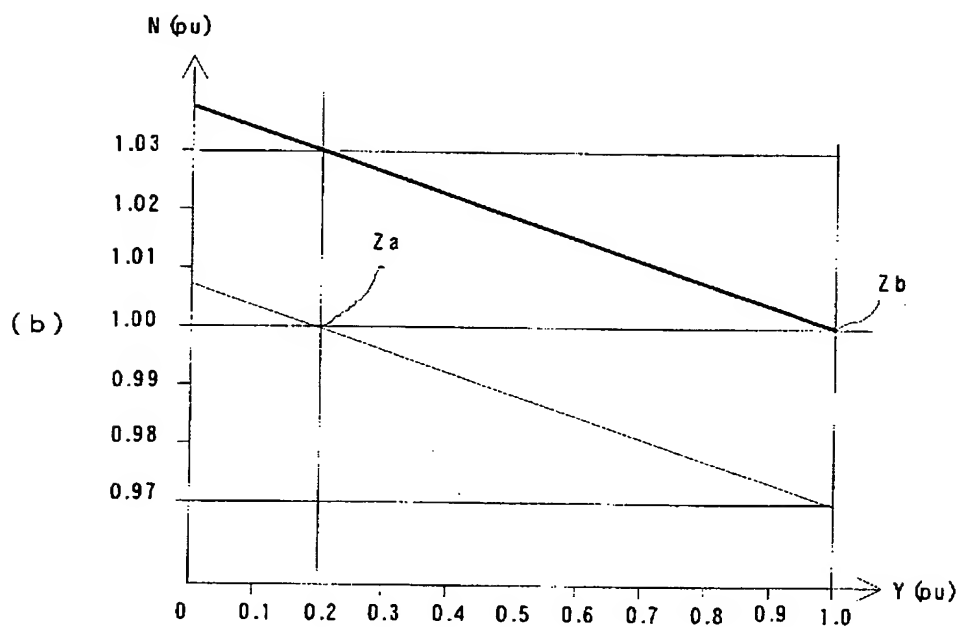
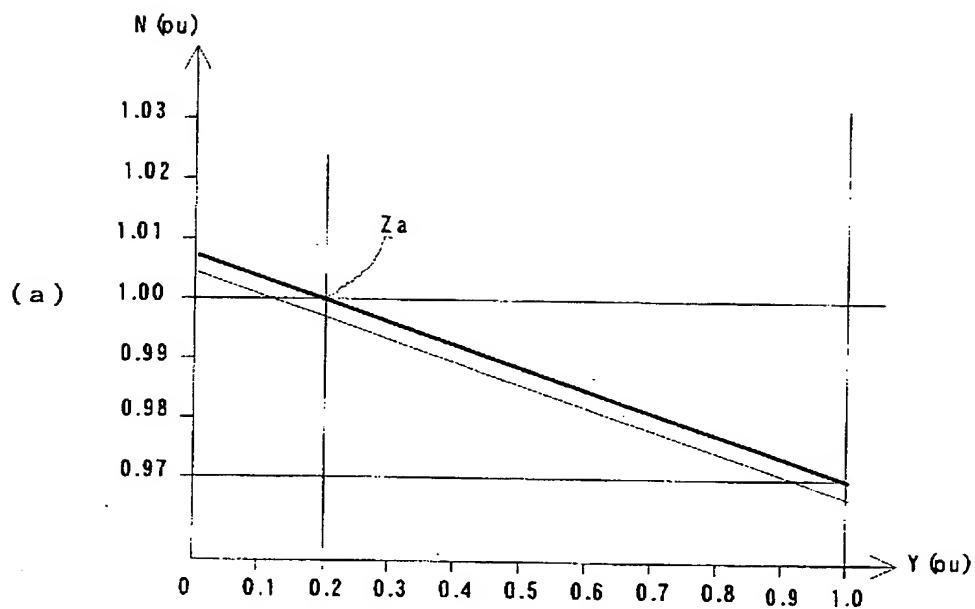
【図 13】

図 13



【図 14】

図 14



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】

水車起動時の同期制御段階での運転点がS字特性の第2部分に入るような厳しい条件下でもガバナによる回転速度制御を可能にし、同期、並列が可能な落差範囲を低落差側に大幅に拡大できるポンプ水車を提供することを目的とする。

【解決手段】

所定の落差以下における発電モード起動時に、ランナーの回転速度を系統周波数に同期させる同期制御段階で、回転速度の制御系における微分演算要素の影響度が他の演算要素の影響度に比べて支配的になる制御モードをランナーの回転速度を制御するガバナに具備させる。

【選択図】 図13

認定・付加情報

特許出願の番号	特願 2 0 0 2 - 2 9 1 8 0 9
受付番号	5 0 2 0 1 4 9 4 4 1 0
書類名	特許願
担当官	第三担当上席 0 0 9 2
作成日	平成 1 4 年 1 0 月 7 日

< 認定情報・付加情報 >

【提出日】	平成14年10月 4日
-------	-------------

次頁無

特願 2 0 0 2 - 2 9 1 8 0 9

出 願 人 履 歷 情 報

識別番号

[0 0 0 0 0 5 1 0 8]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 3 1 日

[変更理由]

新規登録

住 所

東京都千代田区神田駿河台 4 丁目 6 番地

氏 名

株式会社日立製作所